

(19) 世界知的所有権機関  
国際事務局



(43) 国際公開日  
2004年11月25日 (25.11.2004)

PCT

(10) 国際公開番号  
WO 2004/101346 A1

- (51) 国際特許分類: B62D 6/00
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2004/005709
- (22) 国際出願日: 2004年4月21日 (21.04.2004)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:  
特願2003-139371 2003年5月16日 (16.05.2003) JP
- (71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): 三菱電機株式会社 (MITSUBISHI DENKI KABUSHIKI KAISHA) [JP/JP]; 〒1008310 東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 Tokyo (JP).
- (72) 発明者; および
- (75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 遠藤 雅也 (ENDO, /

Masaya) [JP/JP]; 〒1008310 東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 三菱電機株式会社内 Tokyo (JP). 栗重正彦 (KURISHIGE, Masahiko) [JP/JP]; 〒1008310 東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 三菱電機株式会社内 Tokyo (JP). 佐竹 敏英 (SATAKE, Toshihide) [JP/JP]; 〒1008310 東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 三菱電機株式会社内 Tokyo (JP). 井上 知之 (INOUE, Noriyuki) [JP/JP]; 〒1008310 東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 三菱電機株式会社内 Tokyo (JP).

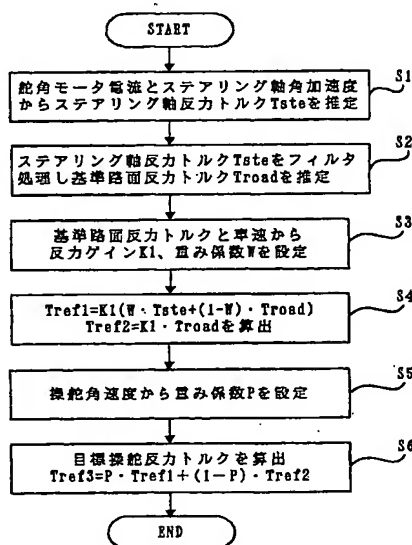
(74) 代理人: 大岩 増雄, 外 (OIWA, Masuo et al.); 〒6610012 兵庫県尼崎市南塚口町2丁目14-1 Hyogo (JP).

(81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU,

[続葉有]

(54) Title: STEERING CONTROL DEVICE

(54) 発明の名称: 操舵制御装置



- S1...ESTIMATE STEERING SHAFT REACTION TORQUE (Tste) BASED ON STEERING ANGLE MOTOR CURRENT AND STEERING SHAFT ANGULAR ACCELERATION
- S2...FILTER STEERING SHAFT REACTION TORQUE (Tste) AND ESTIMATE REFERENCE ROAD SURFACE REACTION TORQUE (Troad)
- S3...SET REACTION FORCE GAIN (K1) AND WEIGHTING FACTOR (W) BASED ON REFERENCE ROAD SURFACE REACTION TORQUE AND VEHICLE SPEED
- S4...CALCULATE Tref1=K1(W・Tste+(1-W)・Troad) AND Tref2=K1・Troad
- S5...SET WEIGHTING FACTOR (P) BASED ON STEERING ANGULAR VELOCITY
- S6...CALCULATE AIMED STEERING REACTION TORQUE

(57) Abstract: Steering shaft reaction torque is estimated by steering shaft reaction torque-estimating means, and reference road surface reaction torque is estimated by reference road surface reaction torque-estimating means. After that, the obtained steering shaft reaction torque and reference road surface reaction torque are weighted. Based on the weighted result, aimed steering reaction torque is set by aimed steering reaction torque-producing means. The width and inclination of a hysteresis of the aimed steering reaction torque are each adjusted so that steering feeling is easily improved.

(57) 要約: ステアリング軸反力トルク推定手段によりステアリング軸反力トルクを推定し、基準路面反力トルク推定手段により基準路面反力トルクを推定したのち、推定されたステアリング軸反力トルク及び基準路面反力トルクを重み付けして、目標操舵反力トルク生成手段により、これらに基づき目標操舵反力トルクを設定するようにして、目標操舵反力トルクのヒステリシス幅と傾きをそれぞれ調節して、容易に操舵フィーリングを改善する。



ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NA, NI, NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, YU, ZA, ZM, ZW.

CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IT, LU, MC, NL, PL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

— 国際調査報告書

(84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LS, MW, MZ, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AT, BE, BG, CH, CY,

2文字コード及び他の略語については、定期発行される各PCTガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

## 明 細 書

## 操舵制御装置

## 5 技術分野

この発明は、目標操舵反力トルクのヒステリシス幅と傾きを調節して、操舵フィーリングを改善した操舵制御装置に関するものである。

## 背景技術

- 10 特開 2 0 0 0 - 2 3 8 6 5 4 号公報に記載されている従来の操舵制御装置では、操舵反力トルクを以下により定めていた。

操舵反力トルク =  $K \cdot \text{タイヤ反力} + \text{補正值}$

ただし、補正值は車速と操舵角から設定する。

- 15 これにより適度なヒステリシスを持った操舵反力特性（操舵角－操舵反力特性）を実現していた。

また、特開 2 0 0 2 - 2 7 4 4 0 5 号公報に記載されている従来の操舵制御装置では、操舵反力トルクを以下により定めていた。それにより機械的に連結されていない分離型パワーステアリング装置において、従来のパワーステアリング装置搭載車と同等の操舵フィーリングを実現

- 20 していた。

操舵反力トルク  $T_{he} = (1 + f(o))^{-1} SAT$

$SAT$  : セルフアライニングトルク

$f(o)$  : アシストトルク  $T_{em} = f(o) \cdot T_{he}$

- 25 また、特開 2 0 0 2 - 1 9 6 3 1 号公報に記載されている従来の操舵制御装置では、ヒステリシスのある操舵反力トルクを切増切戻判定手段とあらかじめ設定したハンドル角と操舵反力トルクの関係式から生成

した。

特開 2000-238654 号公報に示された従来の操舵制御装置では、「操舵反力トルク =  $K \cdot$  タイヤ反力 + 補正值」により操舵反力トルクのヒステリシスと傾きを調節できるが、補正值をあらかじめ設定する  
5 必要があり、路面摩擦  $\mu$  の変化等によっては、適切な補正值にならない場合がある。

さらに、特開 2002-274405 号公報に示された従来のステアバイワイヤでは、パワーステアリングのアシストマップの関係と推定したセルフアライニングトルクから操舵反力トルクを設定するために、パ  
10 ワーステアリングシステム搭載車と同等の操舵フィーリングを得ることはできるが、操舵フィーリングを従来のパワーステアリング装置搭載車よりさらに向上させるように操舵反力のヒステリシス幅や傾きを自由に設定することが容易でない。

また、特開 2002-19631 号公報に示される従来の操舵制御装  
15 置では、ハンドル角と操舵反力トルクの関係式をあらかじめ設定する必要があるため、複雑な操舵反力トルクを設定するためには、マッチング工数が多くなり、また演算処理が複雑になる。さらに、車輪にかかる外力は、路面摩擦係数、操舵状況等によって変化するものである。操舵角と車速から数式的に求めた操舵反力トルクでは、車輪にかかる外力や操  
20 舵装置に内在する摩擦を十分に考慮した操舵反力トルクに制御できないため、車両挙動を認識できない課題があり、さらに操舵フィーリングを悪化させてしまう恐れがある。

#### 発明の開示

25 この発明は、上述のような課題を解決するためになされたものであり、目標操舵反力トルクのヒステリシス幅と傾きをそれぞれ調節して、容易

に操舵フィーリングを改善する目標操舵反力トルクを生成することができ、路面摩擦の変化に対しても適切な操舵反力トルクが得られる操舵制御装置を得ることを目的にしている。

この発明に係わる操舵制御装置においては、ハンドルに印加される操  
5 舵反力トルクの目標値である目標操舵反力トルクを生成する目標操舵  
反力トルク生成手段を有し、操舵反力トルクが目標操舵反力トルクに一  
致するように制御する操舵制御装置において、目標操舵反力トルク生成  
手段は、ステアリング軸反力トルクを推定するステアリング軸反力トル  
ク推定手段、及び基準路面反力トルクを推定する基準路面反力トルク推  
10 定手段を備え、ステアリング軸反力トルク推定手段によって推定された  
ステアリング軸反力トルク及び基準路面反力トルク推定手段によって  
推定された基準路面反力トルクを用いて目標操舵反力トルクを設定す  
るので、走行時の車両挙動を運転者に伝えることができ、自然な操舵フ  
ィーリングが得られると共に、目標操舵反力トルクのヒステリシス幅と  
15 傾きをそれぞれ調節することができるため、操舵フィーリングを向上す  
る適切な目標操舵反力トルクを容易に設定することができる。

#### 図面の簡単な説明

図 1 は、この発明の実施の形態 1 による操舵制御装置の構成の概略を  
20 示す図である。

図 2 は、この発明の実施の形態 1 による操舵制御装置の目標操舵反力  
トルク生成手段を示すフローチャートである。

図 3 は、この発明の実施の形態 1 による操舵制御装置のステアリング  
軸反力トルク  $T_{ste}$  と基準路面反力トルク  $T_{road}$  の関係を示す  
25 図である。

図 4 は、この発明の実施の形態 1 による操舵制御装置の重み係数  $W$  の

例を示す図である。

図 5 は、この発明の実施の形態 1 による操舵制御装置の反力ゲイン  $K$  1 の例を示す図である。

図 6 は、この発明の実施の形態 1 による操舵制御装置のステアリング  
5 軸反カトルクと目標操舵反カトルクを示す図である。

図 7 は、この発明の実施の形態 1 による操舵制御装置の重み係数  $P$  のマップの例を示す図である。

図 8 は、この発明の実施の形態 1 による操舵制御装置の操舵角速度のフィルタ処理の違いを示す図である。

10 図 9 は、この発明の実施の形態 2 による操舵制御装置の構成の概略を示す図である。

図 10 は、この発明の実施の形態 3 による操舵制御装置の構成の概略を示す図である。

図 11 は、この発明の実施の形態 3 のフローチャートである。

15 図 12 は、この発明の実施の形態 4 による操舵制御装置の構成の概略を示す図である。

図 13 は、この発明の実施の形態 1 による操舵制御装置の目標操舵反カトルクと保舵時の目標操舵反カトルクとの関係を示す図である。

20 発明を実施するための最良の形態  
実施の形態 1 .

図 1 は、この発明の実施の形態 1 による操舵制御装置の構成の概略を示す図である。

図 1 においては、運転者がハンドル 1 を操作する操舵機構 16 と、車  
25 輪 15 を転舵する転舵機構 17 が機械的に結合していない、いわゆるステアバイワイヤシステムと呼ばれる操舵制御装置である。操舵機構 16

は、ハンドル軸 2 を通じてハンドル 1 の操舵角を検出するハンドル角検出手段 3 と、ハンドルに印加されている操舵反力トルクを検出する操舵反力トルク検出手段 4 と、この操舵反力トルクを任意に制御する反力モータ 5 を備える。転舵機構 17 は、操舵車輪の車輪舵角に相当する角度を検出する車輪舵角検出手段 11 と、車輪舵角を任意に制御する舵角モータ 8 を備える。舵角モータ 8 により制御されたステアリング軸 10 の回転角がピニオンギア 12、ラック 13、ナックルアーム 14 を介し、車輪 15 の車輪舵角に変換される。

制御装置 7 は、車輪転舵時に車輪に作用する反力のステアリング軸換算値と転舵機構に作用する摩擦トルクのステアリング軸換算値の和であるステアリング軸反力トルクを推定するステアリング軸反力トルク推定手段及び車輪転舵時に車輪に作用する反力のステアリング軸換算値である基準路面反力トルクを推定する基準路面反力トルク推定手段を有し、推定されたステアリング軸反力トルク及び基準路面反力トルクからハンドルに印加する操舵反力トルクの目標値を生成する目標操舵反力トルク生成手段と、目標操舵反力トルクと操舵反力トルク検出手段 4 により検出される操舵反力トルクが一致するように反力モータを駆動するための目標電流値を設定する操舵反力トルク制御手段と、操舵車輪の目標車輪舵角を生成する目標車輪舵角生成手段と、目標車輪舵角と車輪舵角検出手段 11 の出力が一致するように舵角モータを駆動するための目標電流値を設定する車輪舵角制御手段を備える。

駆動回路 6 は、反力トルク制御手段で設定される目標電流が、反力モータに印加されるように駆動電流の制御を行う。駆動回路 9 は、車輪舵角制御手段で設定される目標電流が、舵角モータに印加されるように駆動電流の制御を行う。

図 2 は、この発明の実施の形態 1 による操舵制御装置の目標操舵反力

トルク生成手段を示すフローチャートである。

図 3 は、この発明の実施の形態 1 による操舵制御装置のステアリング軸反力トルク  $T_{ste}$  と基準路面反力トルク  $T_{road}$  の関係を示す図である。

5 図 3 において、横軸は操舵角、縦軸はトルクである。

図 4 は、この発明の実施の形態 1 による操舵制御装置の重み係数  $W$  の例を示す図である。

図 4 において、横軸は基準路面反力トルクの絶対値、縦軸は重み係数である。

10 図 5 は、この発明の実施の形態 1 による操舵制御装置の反力ゲイン  $K_1$  の例を示す図である。

図 5 において、横軸は基準路面反力トルクの絶対値、縦軸は反力ゲインである。

15 図 6 は、この発明の実施の形態 1 による操舵制御装置のステアリング軸反力トルクと目標操舵反力トルクを示す図である。

図 6 において、横軸は舵角、縦軸はトルクである。

図 7 は、この発明の実施の形態 1 による操舵制御装置の重み係数  $P$  のマップの例を示す図である。

図 7 において、横軸は操舵角速度、縦軸は重み係数  $P$  である。

20 図 8 は、この発明の実施の形態 1 による操舵制御装置の操舵角速度のフィルタ処理の違いを示す図である。

図 8 において、横軸は時間、縦軸は操舵角速度の絶対値である。

次に、図 2 のフローチャートを用いて、目標操舵反力トルク生成手段について、順次説明する。

25 まず、図 2 のステップ  $S_1$  のステアリング軸反力トルク推定手段について述べる。



ステアリング軸反力トルクとは、車輪転舵時に車輪に作用する路面反力のステアリング軸換算値（基準路面反力トルク  $T_{road}$ ）と転舵機構 17 に作用する摩擦トルクのステアリング軸換算値  $T_{fric}$  の和である。このステアリング軸反力トルクの推定手法として以下の方法を用いている。

図 1 の転舵機構 17 は、一般的電動パワーステアリング装置において、アシストモータの出力のみで車輪を転舵していることに相当する。力学的に、ステアリング軸反力トルク  $T_{ste}$  は、舵角モータ電流  $I_{ma}$ 、舵角モータトルク定数  $K_{ma}$ 、舵角モータの慣性  $J_{ma}$ 、舵角モータギア比（舵角モータ 8 からステアリング軸 10 までのギア比） $G_{ma}$ 、ステアリング軸角加速度  $d^2\theta/dt^2$  とすると、式 1 の関係が成り立つ。

$$T_{ste} = G_{ma} \cdot K_{ma} \cdot I_{ma} - G_{ma}^2 \cdot J_{ma} \cdot d^2\theta/dt^2$$

（式 1）

ステアリング軸角加速度  $d^2\theta/dt^2$  は、車輪舵角検出手段 11 の出力値を 2 階微分することで得られる。モータの慣性項を考慮すると、早い操舵時のステアリング軸反力トルクを精度良く推定できる。

特に、モータの慣性が小さく、モータ慣性の影響が無視できる場合、式 2 で路面反力  $T_{ste}$  を推定できる。

$$T_{ste} = G_{ma} \cdot K_{ma} \cdot I_{ma} \quad \text{（式 2）}$$

$T_{ste}$  にノイズが含まれる場合は、遅れが問題にならない程度のカットオフ周波数を持つローパスフィルタでノイズを除去する。

次に、図 2 のステップ S2 の基準路面反力トルク推定手段について述べる。

基準路面反力トルク  $T_{road}$  とは、車輪転舵時に車輪に作用する反力であり、ここではステアリング軸換算した反力トルクとする。基準路

面反力トルク  $T_{road}$  と転舵機構 17 に作用する摩擦トルク  $T_{fric}$  の和が、ステアリング軸反力トルクに相当する。すなわち、図 3 で示すように、基準路面反力トルクは、ステアリング軸反力トルクにおけるヒステリシス幅の中心を通る反力である。

5      基準路面反力トルク推定手段では、特開 2001-122146 号公報で用いたフィルタ処理手法を用いる。すなわち、推定したステアリング軸反力トルクをローパスフィルタに通すことで基準路面反力トルクを推定する。ローパスフィルタのカットオフ周波数は 0.05~1 Hz であるが、操舵速度や車速に応じて変更しても良い。

10      このようにして推定したステアリング軸反力トルク  $T_{ste}$  と推定した基準路面反力トルク  $T_{road}$  から目標操舵反力トルクを設定する。ステアリング軸反力トルクと基準路面反力トルクを用いることにより、目標操舵反力トルクのヒステリシス幅と傾きをそれぞれ調節することができる。

15      次に、図 2 のステップ S3、ステップ S4 について説明する。

ここでは、ハンドル角や車輪舵角、基準路面反力トルク  $T_{road}$  などによって変化する反力ゲイン  $K_1$  と重み係数  $W$  を用い、式 3 を用いてステアリング軸反力トルク  $T_{ste}$  と基準路面反力トルク  $T_{road}$  の重み付けを行って、目標操舵反力トルク  $T_{ref1}$  を算出する。

20      
$$T_{ref1} = K_1 \cdot \{W \cdot T_{ste} + (1-W) \cdot T_{road}\}$$
$$W \geq 0$$

(式 3)

たとえば、図 3 より、基準路面反力トルク  $T_{road}$  とステアリング軸反力トルク  $T_{ste}$  を以下の式で表す。

25      
$$T_{road} = K_{align} \cdot \theta$$
$$T_{ste} = K_{align} \cdot \theta + \text{sign}(d\theta/dt) \cdot T_{fric}$$

ここで、 $\theta$ はステアリング軸角度、 $d\theta/dt$ はステアリング軸角速度、 $\text{sign}(d\theta/dt)$ はステアリング軸角速度の符号、 $K_{\text{align}}$ はステアリング軸角度 $\theta$ に対する基準路面反力トルク  $T_{\text{road}}$  またはステアリング軸反力トルク  $T_{\text{ste}}$  の傾きである。また、 $\text{sign}(d\theta/dt) \cdot T_{\text{fric}}$ はステアリング軸反力トルク  $T_{\text{ste}}$  のヒステリシス幅に相当する。式3に代入すると目標操舵反力トルク  $T_{\text{ref1}}$  は以下の式になる。

$$T_{\text{ref1}} = K_1 \cdot K_{\text{align}} \cdot \theta + W \cdot K_1 \cdot \text{sign}(d\theta/dt) \cdot T_{\text{fric}}$$

すなわち、目標操舵反力トルク  $T_{\text{ref1}}$  の傾きを  $K_1$  で調整し、目標操舵反力トルク  $T_{\text{ref1}}$  のヒステリシス幅を  $W \cdot K_1$  で調整することができる。

たとえば、基準路面反力トルク  $T_{\text{road}}$  が小さい領域で、重み係数  $W$  を小さくすることで、ヒステリシス幅を小さくでき、オンセンター感が強くなる。また摩擦の影響が小さいクイックな操舵感を得ることができる。

さらに、基準路面反力トルク  $T_{\text{road}}$  が小さい領域で、反力ゲイン  $K_1$  を大きくし、基準路面反力トルク  $T_{\text{road}}$  が大きい領域で、反力ゲイン  $K_1$  を小さくすることで、オンセンター感を強くするとともに、操舵角が大きい領域で操舵反力トルクを小さくし、パワーアシスト効果を得る。

図6は、ステアリング軸反力トルクと、式3を用いて求めた目標操舵反力トルクの例である。

また、ステアリング軸反力トルク、基準路面反力トルクは車速によって変化するため、車速に応じて反力ゲイン  $K_1$ 、重み係数  $W$  を変化させる。図4、図5は、重み係数  $W$  と反力ゲイン  $K_1$  の例である。横軸に基準路面反力トルクの絶対値を取っているのは、左右両方の操舵を考慮しているためである。

次に、図2のステップS5、ステップS6について説明する。

切り増しと切り戻しでヒステリシスのある操舵反力トルクを反力モータで制御しようとする、ハンドルを保舵しようとした時や、ハンドルを軽く持っている時に、微小な操舵で操舵反力トルクがヒステリシス間でハンチングを起こし、操舵フィーリングを悪化させてしまう。

5      そこで、ハンドル操舵速度によりヒステリシス幅を変化させる。

図13に示すように式4を用いて、 $T_{ref1}$ のヒステリシス幅の中心を通る保舵時の目標操舵反力トルク $T_{ref2}$ を算出する。

$$T_{ref2} = K1 \cdot T_{road} \quad (式4)$$

さらに、式5を用いて新たな目標操舵反力トルクを算出する。

10       $T_{ref3} = P \cdot T_{ref1} + (1 - P) \cdot T_{ref2}$

$$0 \leq P \leq 1 \quad (式5)$$

Pは操舵角速度が小さいときに0に近づく重みである。ハンドル角速度のノイズが大きい場合や、微小操舵時の影響を小さくする場合は操舵角速度にローパスフィルタ処理をした値からPを求める。図7に、重み係

15      数Pのマップの例を示す。

また、操舵角速度の絶対値にローパスフィルタ処理をした値からPを求めてもよい。ハンドル切り返し時に瞬間的にハンドル角速度が0になるが、絶対値にローパスフィルタ処理することで、0にならない。つまり切り返し操作を保舵と判定しない。図8に、操舵角速度のフィルタ処

20      理の違いを示す。

実施の形態1によれば、ステップS1、S2により、ステアリング軸反力トルク $T_{ste}$ と基準路面反力トルク $T_{road}$ から目標操舵反力トルクを生成するにより、走行時の車両挙動をドライバに伝えることができ、自然なフィーリングが得られる。

25      さらに、目標操舵反力トルクのヒステリシス幅と傾きをそれぞれ調節することができるため、操舵フィーリングを向上する適切な目標操舵反

カトルクを容易に設定することができる。

また、ステアリング軸反カトルク、基準路面反カトルクとともに推定して求めるため、マッチング工数を少なくすることができる。またステアリング軸反カトルク、基準路面反カトルクとともに推定して求めるため、  
5 走行状況の変化（路面摩擦  $\mu$  の変化など）に対応して安定した操舵反カトルクを設定することができる。

また、ステップ S 3、S 4 により、操舵フィーリングを向上する適切な目標操舵反カトルクを容易に設定することができる。

また、車速変化に対応して、操舵フィーリングの良い操舵反カトルク  
10 が得られる。

さらにまた、ステップ S 5、S 6 により、ハンドル速度が小さいときに、ヒステリシス幅を小さくした目標操舵反カトルクを生成することで、保舵時のヒステリシス幅間で発生するハンチング振動を抑え、操舵フィーリングを良くすることができる。

## 15 実施の形態 2.

図 9 は、この発明の実施の形態 2 による操舵制御装置の構成の概略を示す図である。

図 9 においては、運転者がハンドル 1 を操作する操舵機構 16 と、車輪 15 を転舵する転舵機構 17 が機械的に結合していない図 1 の操舵  
20 制御装置に対し、操舵機構 16 と、車輪 15 を転舵する転舵機構 17 が遊星ギア機構 18、遊星ギア機構 19 を介して、機械的に結合した機構になっている。

ハンドル軸 2 は、遊星ギア機構 18 のキャリア 21 に結合されている。  
反力モータ 5 は、遊星ギア機構 18 のリングギア 22 にギアを介して接  
25 続され、リングギアの回転を制御する。ステアリング軸 10 は、遊星ギア機構 19 のキャリア 25 に結合されている。遊星ギア機構 18 のサン

ギア 20 と遊星ギア機構 19 のサンギア 24 は、シャフト 28 で結合されており、シャフト 28 にギアを介して、舵角モータ 8 が接続される。遊星ギア機構 19 のリングギア 26 は、回転できないように固定されている。遊星ギア機構 18 の遊星ギア 23、遊星ギア機構 19 の遊星ギア 27 も図中に示す。

図 9 では、舵角モータ 8 で、車輪舵角（ステアリング軸 10 の角度）を制御する。遊星ギア機構 18 は、差動機構として働き、ハンドル操舵角と車輪舵角との間に角度差を生じさせると共に、反力モータ 5 で、ハンドル 1 に印加されている操舵反力トルクを制御する。

遊星ギア機構 18 のサンギア 20 の角度を  $\theta 1 s$ 、キャリア 21 の角度を  $\theta 1 c$ 、リングギア 22 の角度を  $\theta 1 r$  とする。リングギア 22 の回転を固定した時のサンギア 20 とキャリア 21 のギア比を  $G 1 s$  とする。

$$\theta 1 s = G 1 s \cdot \theta 1 c \quad (\text{式 6})$$

サンギア 20 の回転を固定した時のリングギア 22 とキャリア 21 のギア比を  $G 1 r$  とする。

$$\theta 1 r = G 1 r \cdot \theta 1 c \quad (\text{式 7})$$

遊星ギア機構の特性からキャリア 21 にトルク  $T 1 c$  を入力した場合の、サンギア 20 での出力トルク  $T 1 s$ 、リングギア 22 での出力トルク  $T 1 r$  は、

$$T 1 s / G 1 r = T 1 c / (G 1 s \cdot G 1 r) = T 1 r / G 1 s \quad (\text{式 8})$$

の関係がある。

キャリア 21 の入力トルク  $T 1 c$  は、操舵反力トルク検出手段 4 で検出した操舵反力トルク  $T \text{ sens}$  に等しいため、サンギア 20 からの出力トルク  $T 1 s$  は、式 9 で求まる。

$$T_{1s} = T_{1c} / G_{1s} = T_{sens} / G_{1s} \quad (\text{式 } 9)$$

遊星ギア機構 19 のサンギア 24 の角度を  $\theta_{2s}$ 、キャリア 25 の角度を  $\theta_{2c}$  とする。サンギア 24 とキャリア 25 のギア比を  $G_{2s}$  とするとき、

$$\theta_{2s} = \theta_{1s} = G_{2s} \cdot \theta_{2c} \quad (\text{式 } 10)$$

舵角モータの電流  $I_{ma}$ 、舵角モータトルク定数  $K_{ma}$ 、舵角モータの慣性  $J_{ma}$ 、舵角モータギア比（舵角モータ 8 からシャフト 28 までのギア比） $G_{ma}$ 、ステアリング軸角加速度  $d^2 \theta_{2c} / dt^2$  とすると、

$$G_{ma}^2 \cdot J_{ma} \cdot d^2 \theta_{1s} / dt^2 = T_{1s} + G_{ma} \cdot K_{ma} \cdot I_{ma} - T_{ste} / G_{2s} \quad (\text{式 } 11)$$

と力学的に表すことができる。

これを、ステアリング軸角で表すと、

$$G_{ma}^2 \cdot G_{2s} \cdot J_{ma} \cdot d^2 \theta_{2c} / dt^2 = T_{sens} / G_{1s} + G_{ma} \cdot K_{ma} \cdot I_{ma} - T_{ste} / G_{2s} \quad (\text{式 } 12)$$

になり、よって、ステアリング軸反力トルクは、以下の式 13 より推定可能である。

$$T_{ste} = G_{2s} \cdot T_{sens} / G_{1s} + G_{ma} \cdot G_{2s} \cdot K_{ma} \cdot I_{ma} - G_{ma}^2 \cdot G_{2s}^2 \cdot J_{ma} \cdot d^2 \theta_{2c} / dt^2 \quad (\text{式 } 13)$$

ステアリング軸角加速度  $d^2 \theta_{2c} / dt^2$  は、車輪舵角検出手段 11 の出力値を 2 階微分することで得られる。

モータの慣性が小さく、モータ慣性の影響が無視できる場合、次式でステアリング軸反力トルク  $T_{ste}$  を推定できる。

$$T_{ste} = G_{2s} \cdot T_{sens} / G_{1s} + G_{ma} \cdot G_{2s} \cdot K_{ma} \cdot I_{ma}$$

25

(式 14)

$T_{ste}$  にノイズが含まれる場合は、遅れが問題にならない程度のカ

ットオフ周波数を持つローパスフィルタでノイズを除去する。

図 9 に示す機構において、ステアリング軸反力トルクを推定するには、操舵機構 16 からシャフト 28 に作用する力を求める必要があるが、反力モータの慣性や出力トルク等を考慮して求めようとするとは複雑になる。しかし、ハンドルに印加されている操舵反力トルクを検出する操舵反力トルク検出手段 4 の出力  $T_{sens}$  を用いることで、操舵機構 16 からシャフト 28 に作用する力を  $T_{sens}$  のゲイン倍として求めることができる。

そのため、検出した操舵反力トルク  $T_{sens}$  と舵角モータ電流  $I_{ma}$  とステアリング軸角加速度  $d^2\theta_{2c}/dt^2$  からステアリング軸反力トルクを推定することができ、推定に必要な状態量を少なくでき、安定した推定が可能である。センサも図 9 の構成から、さらに追加する必要がなく、コストを低くすることができる。

また、ステアリング軸反力トルクを推定するために、路面摩擦係数  $\mu$  を推定、摩擦の方向判定をする必要がなく、ステアリング軸反力トルクを安定して推定することができる。

なお、ハンドル軸 2 が遊星ギア機構 18 のサンギア 20 に結合し、ステアリング軸 10 は遊星ギア機構 19 のサンギア 24 に結合し、遊星ギア機構 18 のキャリア 21 と遊星ギア機構 19 のキャリア 25 をシャフト 28 で結合した構成や、遊星ギア機構 18 の代わりにハーモニックドライブ減速機構などの差動歯車機構を用いた構成においても、トルクの入出力関係を用いることで、操舵反力トルクを検出する操舵反力トルク検出手段 4 の出力結果  $T_{sens}$  と舵角モータ電流  $I_{ma}$  とステアリング軸角加速度  $d^2\theta_{2c}/dt^2$  からステアリング軸反力トルクを推定することができる。

また、遊星ギア機構 19 は単なる減速機構として作用するため、遊星



ギア機構に代わるその他の減速機構を用いてもよい。

実施の形態 2 によれば、図 9 の構成によっても、ステアリング軸反力トルクを推定することができ、推定に必要な状態量を少なくでき、安定した推定が可能である。センサも図 9 の構成から、さらに追加する必要がなく、コストを低くすることができる。

また、実施の形態 1 と同様に、推定したステアリング軸反力トルク  $T_{ste}$  を用い、実施の形態 1 の図 2 フローチャートを実施することで、目標操舵反力トルクを生成する。それにより目標操舵反力トルク生成手段において、実施の形態 1 と同様の効果を得ることができる。

この発明は、従来の電動パワーステアリング操舵制御装置、またはハンドル操舵角に対する車輪転舵角の伝達比を可変にする伝達比可変機構と電動パワーステアリング装置を備えた操舵制御装置にも適用可能である。以下に電動パワーステアリング操舵制御装置に適用した実施例を説明する。

実施の形態 3 :

図 10 はこの本発明の実施の形態 3 に係わる操舵装置の構成の概略を示す構成図である。運転者がハンドル 1 を操作すると、ハンドル 1 の回転角がステアリング軸 10、ピニオンギア 12、ラック 13、ナックルアーム 14 を介し車輪 15 の車輪舵角に変換される操舵装置において、電動パワーステアリング操舵制御装置は、ドライバが操舵した場合の操舵反力トルクを検出する操舵反力トルク検出手段 4 の出力に基づいて、制御装置 7 でアシストモータ 29 のモータ電流目標値を演算する。駆動回路 30 は制御装置 7 で設定される目標電流がアシストモータ電流に印加されるように駆動電流の制御を行う。

従来の電動パワーステアリング操舵制御装置では、操舵反力検出手段 4 の出力に基づいてアシストトルクを設定し、設定したアシストトルク

を発生するようにモータ電流目標値を演算するのに対し、本発明では、目標操舵反力トルク  $T_{ref}$  を設定し、操舵反力トルク  $T_{sens}$  が目標操舵反力トルク  $T_{ref}$  に一致するようにアシストモータ電流目標値を演算する構成であり、推定したステアリング軸反力トルク  $T_{ste}$  及び推定した基準路面反力トルクを用いて目標操舵反力トルク  $T_{ref}$  を設定する。

図 11 は実施の形態 3 のフローチャートである。

ステップ S 101 のステアリング軸反力推定手段について説明する。ステアリング軸反力トルク  $T_{ste}$  はアシストモータ電流  $I_{ma}$ 、アシストモータトルク定数  $K_{ma}$ 、アシストモータの慣性  $J_{ma}$ 、アシストモータギア比(アシストモータ 29 からステアリング軸 10 までのギア比)  $G_{ma}$ 、ステアリング軸角加速度  $d^2\theta/dt^2$ 、操舵反力トルク検出手段 4 の出力  $T_{sens}$  とすると、次式から推定することができる。

$$T_{ste} = T_{sens} + G_{ma} \cdot K_{ma} \cdot I_{ma} - G_{ma}^2 \cdot J_{ma} \cdot d^2\theta/dt^2 \quad (\text{式 15})$$

ステップ S 102、S 103、S 104 では実施の形態 1 と同様に、推定したステアリング軸反力トルク  $T_{ste}$  を用い、図 2 のフローチャートを実施することで、目標操舵反力トルクを生成する。それにより目標操舵反力生成手段において、実施の形態 1 と同様の効果を得ることができる。

ステップ S 105 ではドライバの操舵に対する操舵反力トルク  $T_{sens}$  を目標操舵反力  $T_{ref1}$  に制御するようにアシストモータ電流目標値  $I_{ref}$  を算出する。例えば式 16 を演算して電流目標値  $I_{ref}$  を算出する。ここで(s)はラプラス演算子であり、 $G_c(s)$ には例えばPID制御を採用する。

$$I_{ref} = G_c(s) \cdot (T_{ref1} - T_{sens}) \quad (\text{式 16})$$

ステップ S 106 では、ステップ S 105 で設定される目標電流  $I_{ref}$

がアシストモータ電流に印加されるように駆動回路の駆動電流制御を行う。

- この実施の形態 3 によれば、電動パワーステアリング操舵制御装置において操舵反力のヒステリシス幅と傾きをそれぞれ調節することができ、操舵フィーリングが向上する。

実施の形態 4 .

ハンドル操舵角に対する車輪転舵角の伝達比を可変にする伝達比可変機構と電動パワーステアリング装置を備えた操舵制御装置における実施例を以下に説明する。

- 図 1 2 に伝達比可変機構と電動パワーステアリング装置を備えた操舵制御装置を示す。図 1 2 は図 9 と同じ機構であるが、図 9 の反力モータ 5 が伝達比可変機構の角度重畳モータ 31、図 9 の舵角モータ 8 が電動パワーステアリング装置のアシストモータ 32 として動作する。

- 遊星ギア機構 18 のサンギア 20 の角度を  $\theta 1s$ 、キャリア 21 の角度を  $\theta 1c$ 、リングギア 22 の角度を  $\theta 1r$  とする。またステアリング軸 10 の角度を  $\theta 2c$  とする。遊星ギア機構 18 の差動機構を用いることにより、キャリア 21 の角度  $\theta 1c$  とリングギア 22 の角度  $\theta 1r$  とステアリング軸 10 の角度  $\theta 2c$  の間には、式 1 6 の関係式が成り立つ。

$$\theta 2c = \theta 1c - \theta 1r / G1r \quad (\text{式 } 17)$$

- すなわち、ハンドル操舵に応じて、角度重畳モータ 31 でリングギアの角度  $\theta 1r$  を制御することで、ハンドル操舵角に対する車輪転舵角の伝達比を可変にすることができる。

実施の手順は、実施の形態 3 のフローチャート図 1 1 と同様である。

- 図 1 1 のステップ S 1 0 3 において、反力ゲイン K1、重み係数 W は、ハンドル角、車輪舵角、ハンドル角に対する車輪舵角の伝達比および、その他の車両状態量に応じて変更してもよい。

例えば、伝達比を考慮して反力ゲイン  $K1$ 、重み係数  $W$  を設定することで、伝達比が変化した時の、ドライバの操舵反カトルク変化を抑えることができる。

- 5 この実施の形態 4 によれば、電動パワーステアリング操舵制御装置において操舵反力のヒステリシス幅と傾きをそれぞれ調節することができ、操舵フィーリングが向上する。さらに伝達比を考慮して、操舵反力を設定することで、伝達比が変化した時の、ドライバの操舵反カトルク変化を抑えることができる。

#### 10 産業上の利用可能性

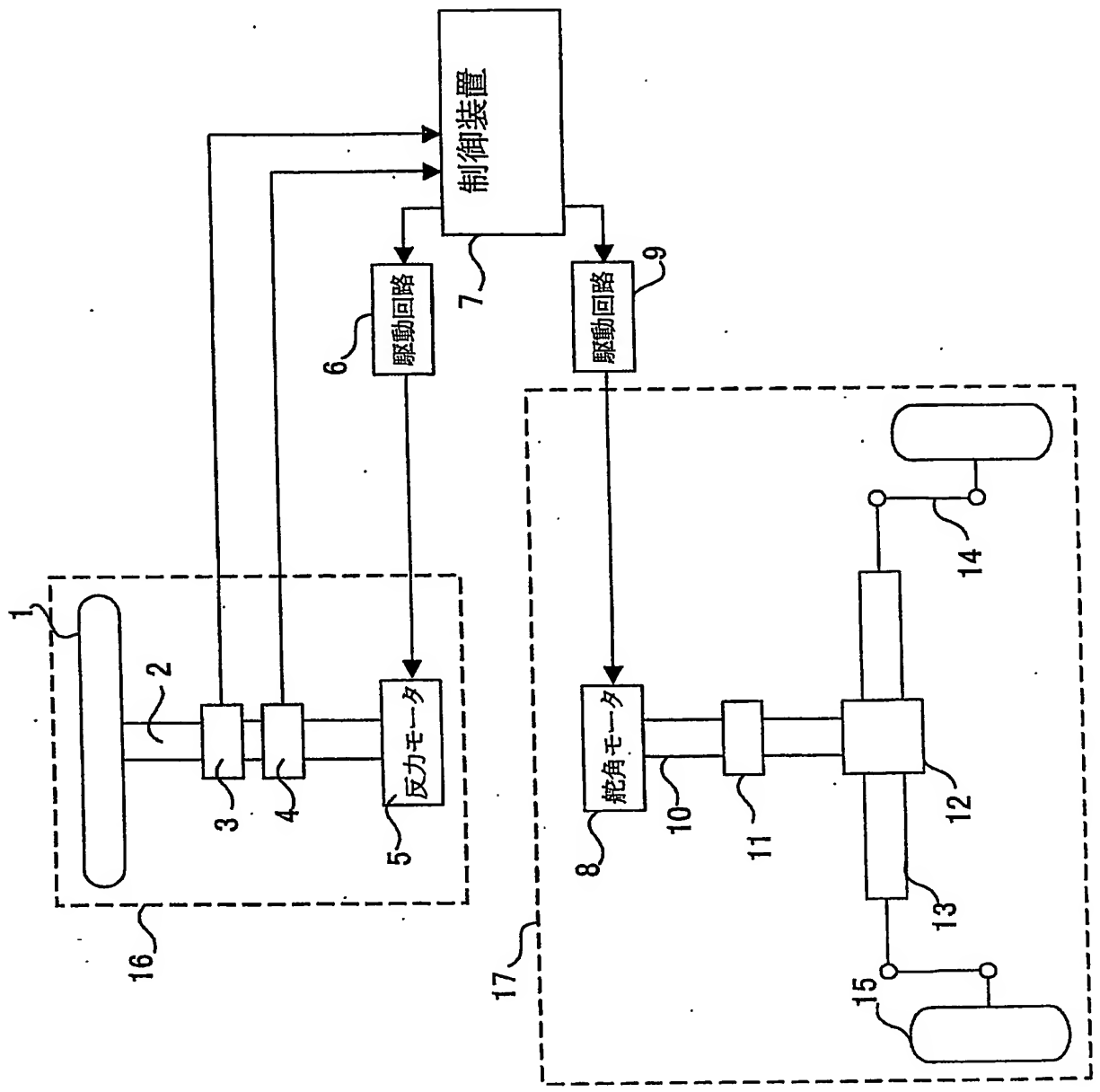
本発明は、自動車などの操舵制御装置に適用して好適である。

## 請求の範囲

1. ハンドルに印加される操舵反力トルクの目標値である目標操舵反力トルクを生成する目標操舵反力トルク生成手段を有し、上記操舵反力トルクが上記目標操舵反力トルクに一致するように制御する操舵制御装置において、上記目標操舵反力トルク生成手段は、ステアリング軸反力トルクを推定するステアリング軸反力トルク推定手段、及び基準路面反力トルクを推定する基準路面反力トルク推定手段を備え、上記ステアリング軸反力トルク推定手段によって推定されたステアリング軸反力トルク及び上記基準路面反力トルク推定手段によって推定された基準路面反力トルクを用いて上記目標操舵反力トルクを設定することを特徴とする操舵制御装置。
2. 上記ステアリング軸反力トルク及び上記基準路面反力トルクは、重み付けされて上記目標操舵反力トルクの設定に用いられることを特徴とする請求項1記載の操舵制御装置。
3. 上記ステアリング軸反力トルク及び上記基準路面反力トルクの重み付けに用いられる係数は、車速に応じて変化させることを特徴とする請求項2記載の操舵制御装置。
4. 上記目標操舵反力トルク生成手段により設定された目標操舵反力トルクと、保舵時に基準路面反力トルクより設定される目標操舵反力トルクとを用いて、操舵角速度に応じた重み付けを行い、新たな目標操舵反力トルクを設定することを特徴とする請求項1～請求項3のいずれかに記載の操舵制御装置。
5. ハンドルに結合されたハンドル軸と車輪を転舵する転舵機構とが差動歯車機構を介して結合された操舵制御装置において、上記ステアリング軸反力トルク推定手段は、車輪舵角を制御する舵角モータのモータ電流と操舵反力トルクとステアリング軸角加速度とを用いてステアリ

ング軸反力トルクを推定することを特徴とする請求項 1 ～請求項 4 の  
いずれかに記載の操舵制御装置。

図1



2 / 9

図 2

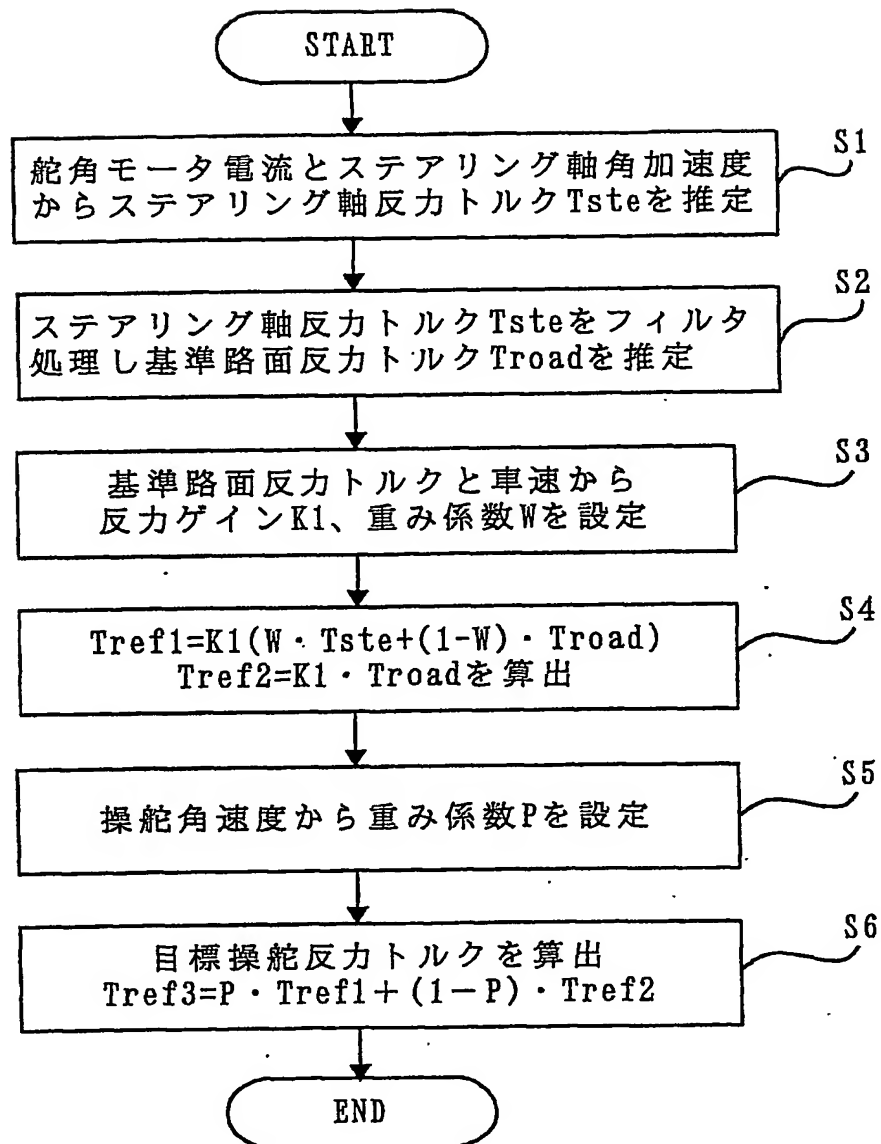
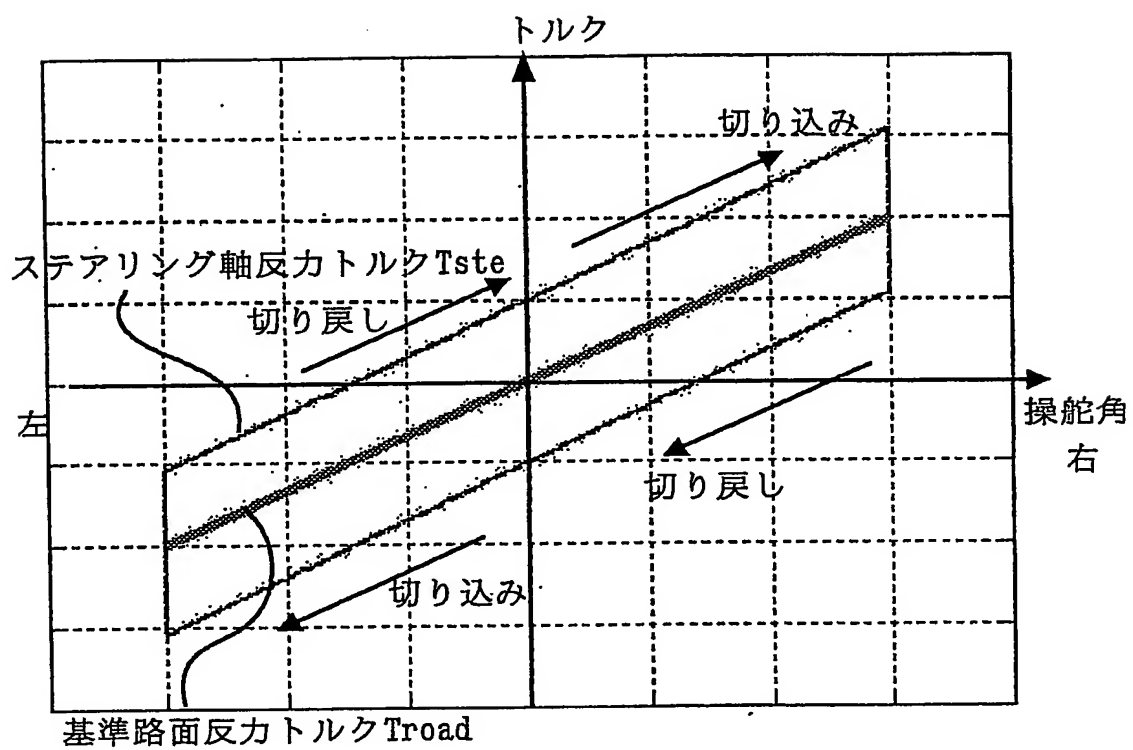




図 3



4 / 9

図 4

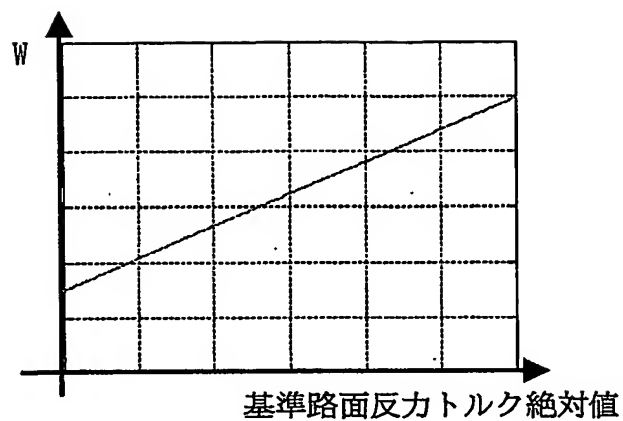


図 5

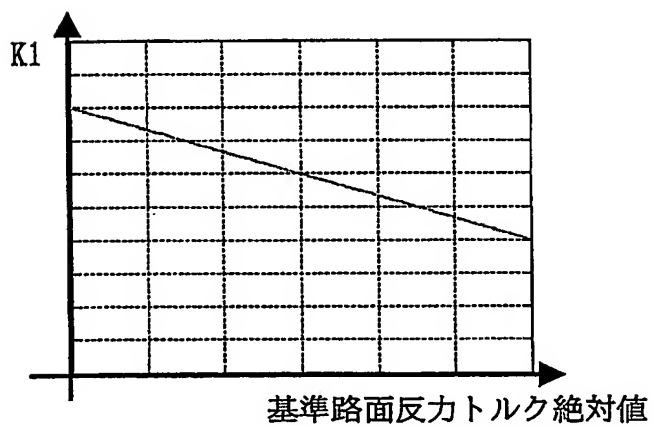
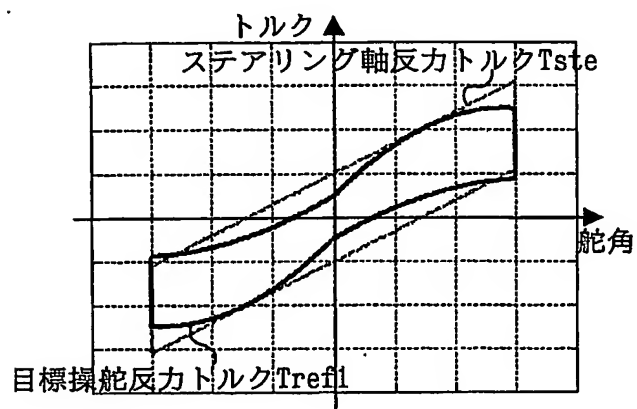


図 6



5 / 9

図 7

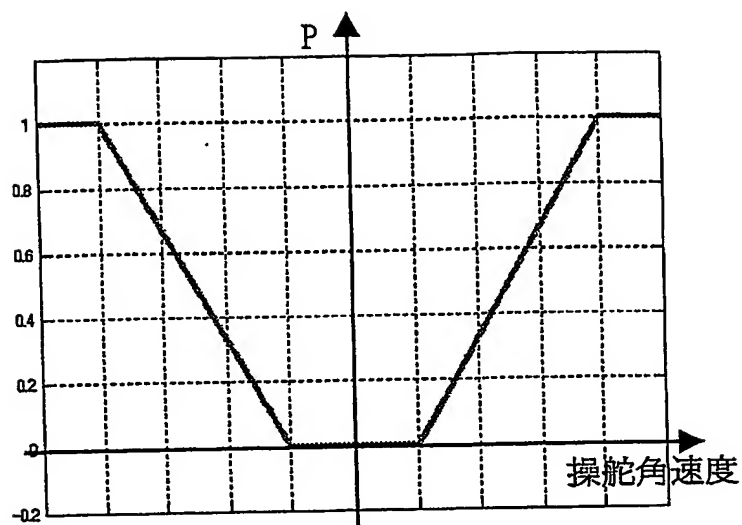


図 8

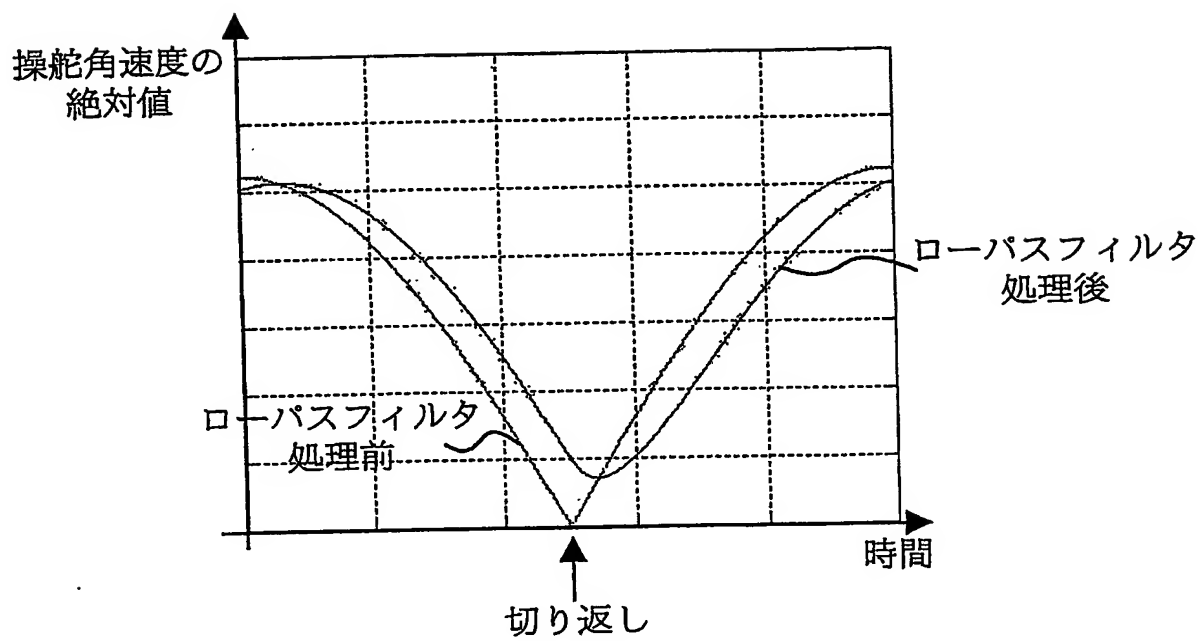
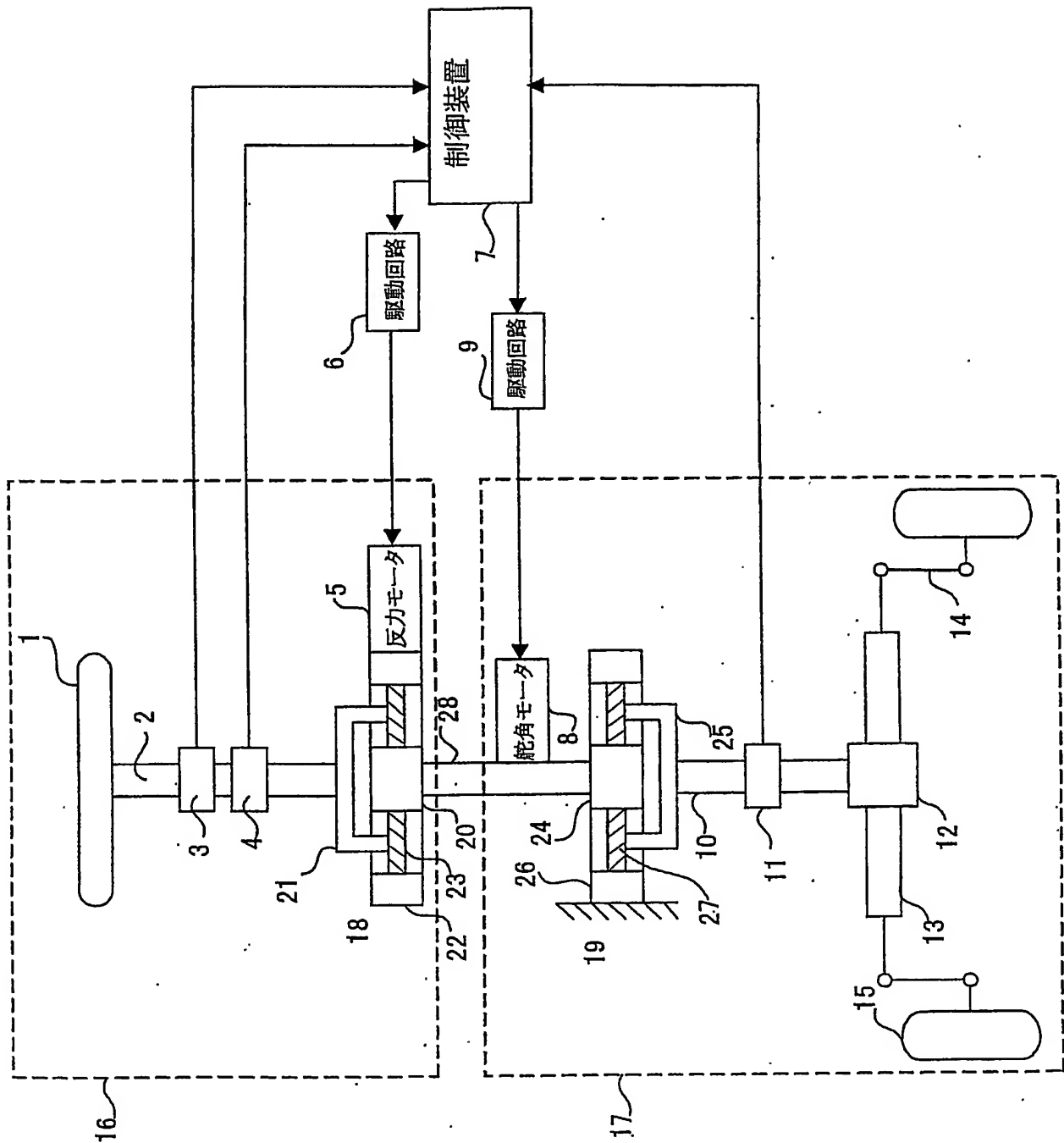


図 9



7 / 9

図 10

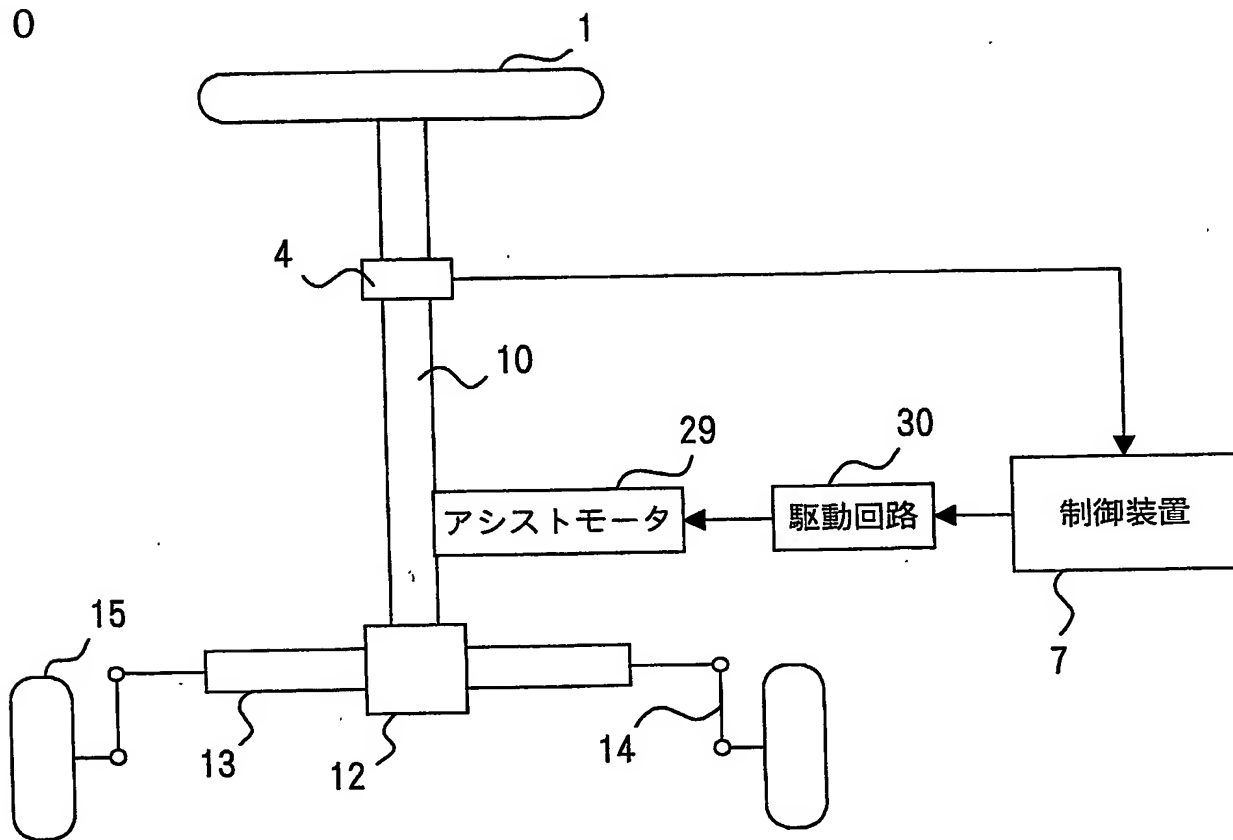


図 13

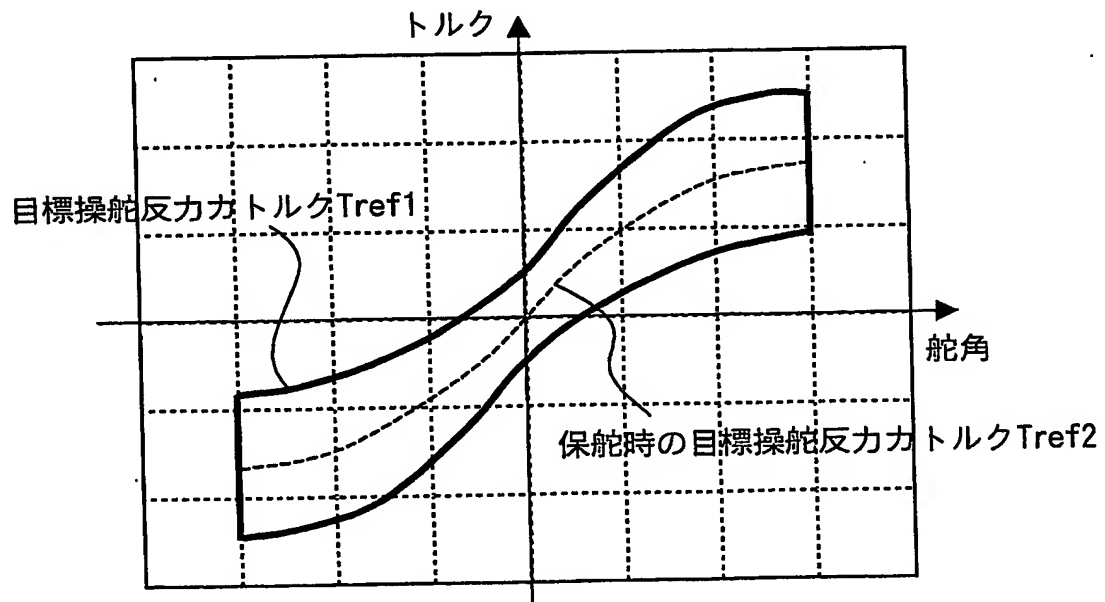
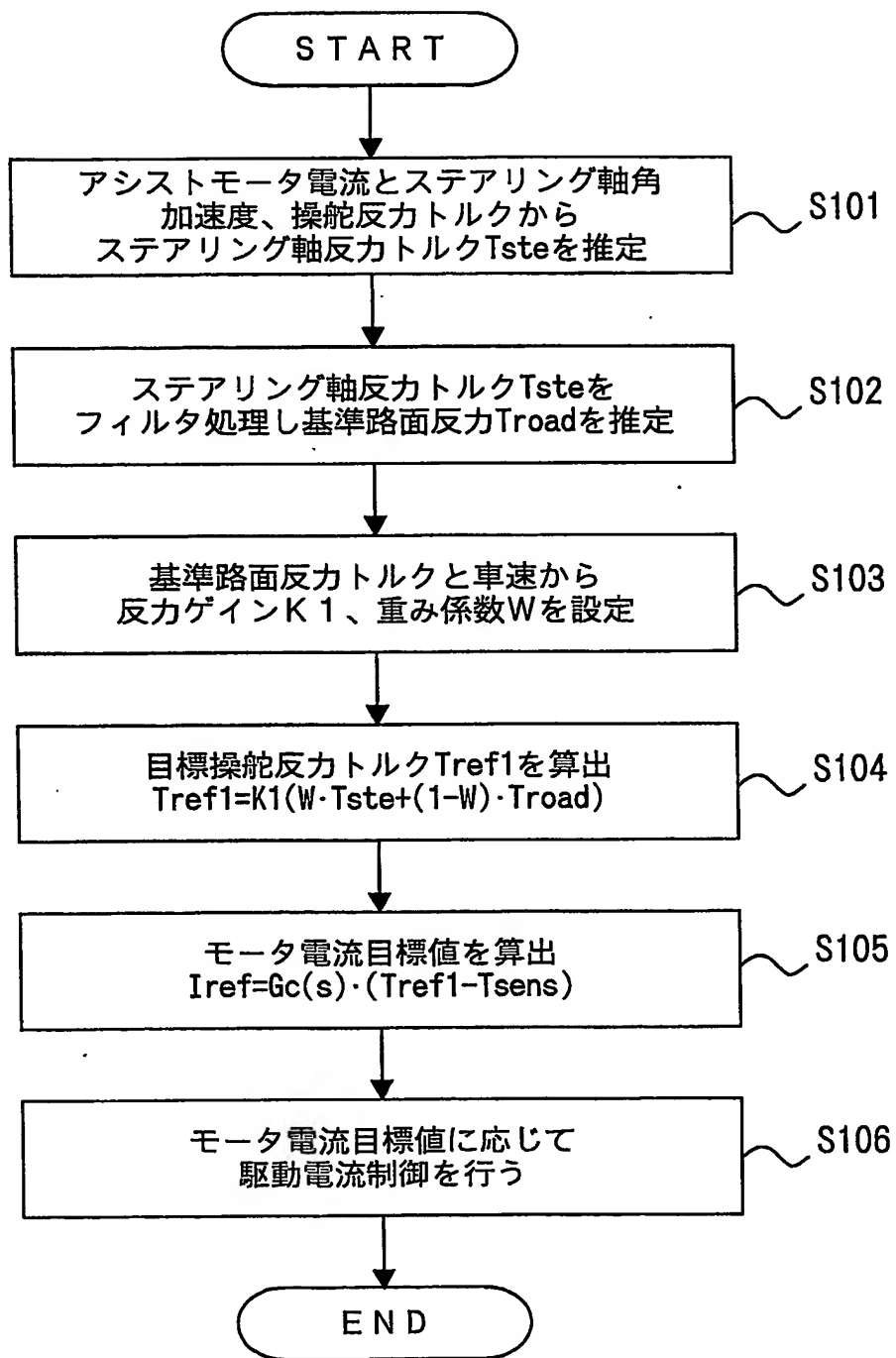
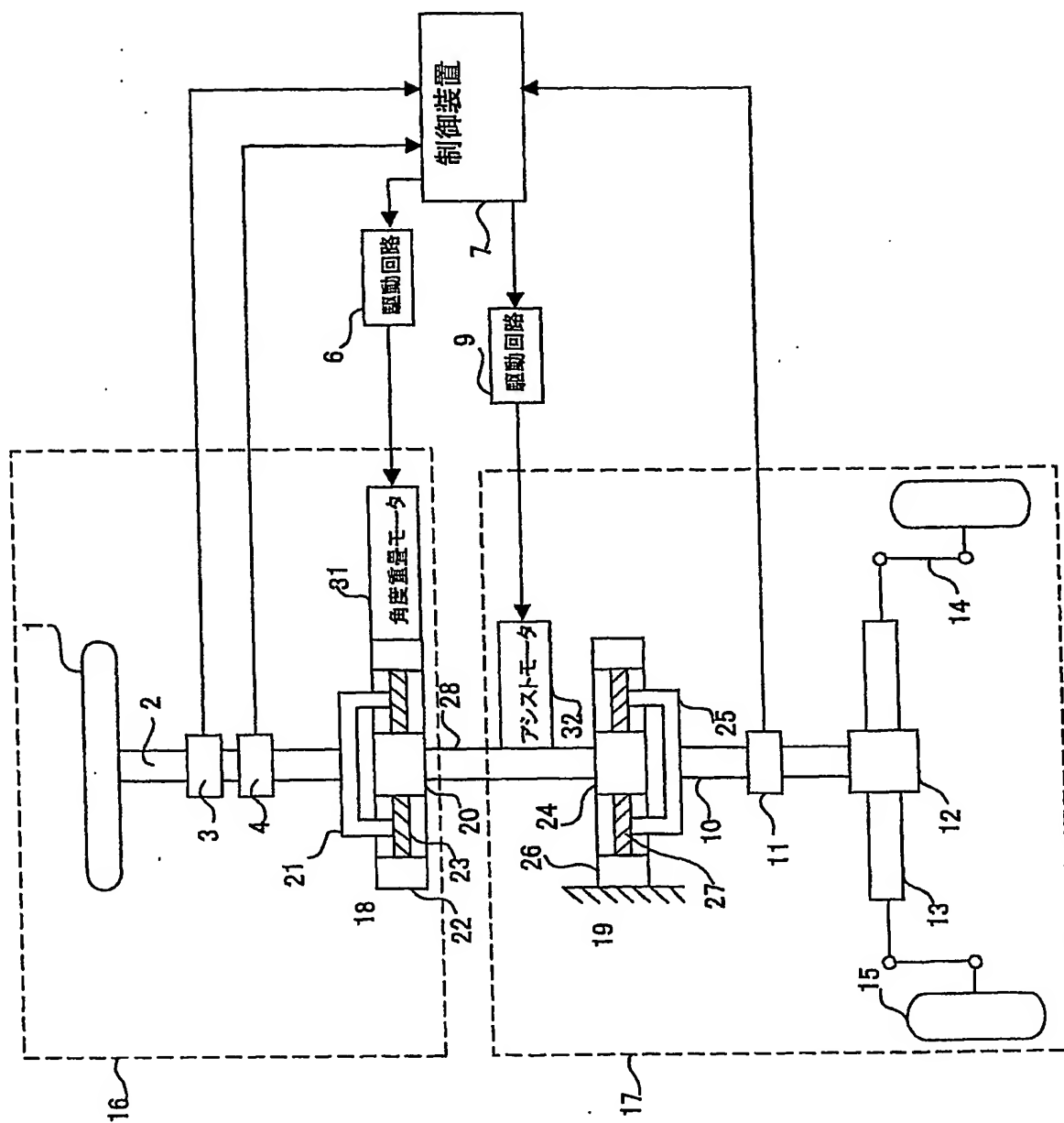


図 1 1





12

## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2004/005709

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER  
Int.Cl<sup>7</sup> B62D6/00

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

## B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)  
Int.Cl<sup>7</sup> B62D6/00-6/06, B62D5/04

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1926-1996	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2004
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2004	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2004

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

## C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2000-128002 A (Toyota Motor Corp.), 09 May, 2000 (09.05.00), Full text; Figs. 1 to 12 (Family: none)	1-5
A	JP 10-226346 A (Koyo Seiko Co., Ltd.), 25 August, 1998 (25.08.98), Full text; Figs. 1 to 7 & EP 858942 A1 & US 6079513 A1	1-5
A	JP 2002-370658 A (Mazda Motor Corp.), 24 December, 2002 (24.12.02), Full text; Figs. 1 to 9 (Family: none)	1-5

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C.☐ See patent family annex.

\* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&amp;" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search  
06 August, 2004 (06.08.04)Date of mailing of the international search report  
24 August, 2004 (24.08.04)Name and mailing address of the ISA/  
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.



## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2004/005709

## C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2000-238654 A (Toyota Motor Corp.), 05 September, 2000 (05.09.00), Full text; Figs. 1 to 34 (Family: none)	1-5
A	JP 2002-274405 A (NSK Ltd.), 25 September, 2002 (25.09.02), Full text; Figs. 1 to 11 (Family: none)	1-5
A	JP 9-156518 A (Honda Motor Co., Ltd.), 17 June, 1997 (17.06.97), Full text; Figs. 1 to 13 & US 5904223 A1 & DE 19649166 A1	1-5
A	JP 2003-118620 A (Mitsubishi Electric Corp.), 23 April, 2003 (23.04.03), Full text; Figs. 1 to 20 (Family: none)	1-11
A	JP 2001-122146 A (Mitsubishi Electric Corp.), 08 May, 2001 (08.05.01), Full text; Figs. 1 to 36 & US 6450287 B1	1-11
E,A	JP 2004-196069 A (Nissan Motor Co., Ltd.), 15 July, 2004 (15.07.04), Full text; Figs. 1 to 7 (Family: none)	1-11
E,A	JP 2004-168150 A (Nissan Motor Co., Ltd.), 17 June, 2004 (17.06.04), Full text; Figs. 1 to 8 (Family: none)	1-11
P,A	JP 2004-82862 A (Fuji Heavy Industries Ltd.), 18 March, 2004 (18.03.04), Full text; Figs. 1 to 10 (Family: none)	1-11

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))  
Int. Cl<sup>7</sup> B62D6/00

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl<sup>7</sup> B62D6/00 -6/06, B62D5/04

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報 1926-1996年  
日本国公開実用新案公報 1971-2004年  
日本国登録実用新案公報 1994-2004年  
日本国実用新案登録公報 1996-2004年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
A	JP 2000-128002 A (トヨタ自動車株式会社) 2000.05.09, 全文, 第1-12図 (ファミリーなし)	1-5
A	JP 10-226346 A (光洋精工株式会社) 1998.08.25, 全文, 第1-7図 & EP 858942 A1 & US 6079513 A1	1-5
A	JP 2002-370658 A (マツダ株式会社) 2002.12.24, 全文, 第1-9図 (ファミリーなし)	1-5
A	JP 2000-238654 A (トヨタ自動車株式会社) 2000.09.05, 全文, 第1-34図 (ファミリーなし)	1-5
A	JP 2002-274405 A (日本精工株式会社) 200	1-5

☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。

☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

\* 引用文献のカテゴリー

「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの

「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの

「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)

「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献

「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの

「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの

「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの

「&」 同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

06.08.2004

国際調査報告の発送日

24.8.2004

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/JP)

郵便番号100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

森林 宏和

3Q

3025

電話番号 03-3581-1101 内線 6746

C (続き) 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
A	2. 09. 25, 全文, 第1-11図 (ファミリーなし) JP 9-156518 A (本田技研工業株式会社) 1997. 06. 17, 全文, 第1-13図 & US 5904223 A 1 & DE 19649166 A1	1-5
A	JP 2003-118620 A (三菱電機株式会社) 200 3. 04. 23, 全文, 第1-20図 (ファミリーなし)	1-11
A	JP 2001-122146 A (三菱電機株式会社) 200 1. 05. 08, 全文, 第1-36図 & US 6450287 B1	1-11
EA	JP 2004-196069 A (日産自動車株式会社) 200 4. 07. 15, 全文, 第1-7図 (ファミリーなし)	1-11
EA	JP 2004-168150 A (日産自動車株式会社) 200 4. 06. 17, 全文, 第1-8図 (ファミリーなし)	1-11
PA	JP 2004-82862 A (富士重工業株式会社) 200 4. 03. 18, 全文, 第1-10 (ファミリーなし)	1-11